

надійності передач з гнучким зв'язком», присвячена пам'яті та 70-й річниці з дня народження професора Дубиняка Степана Андрійовича

У результаті експериментальних досліджень встановлено, що максимальне переміщення осі колінчатого вала двигунів автобусів по осі Z сягає 4 мм, по осі Y – 8,5 мм. У названих випадках спостерігалось збільшення навантаження вала (20 – 40%), спричиненого переміщеннями двигуна.

Література

1. Лукинський В.С. Прогнозирование надежности автомобилей / Лукинський В.С., Зайцев Е.И. – Л.: Политехника, 1991. – 224 с.
2. Тольский В. Е. Колебания силового агрегата автомобиля /В. Е. Тольский, Л. В. Корчемный, Г. В. Латышев и др. – М.: «Машиностроение», 1976. – 266 с.



УДК 621.867

Юрій Горбатенко; Сергій Бондарєв, доцент

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЕЛЕМЕНТІВ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ЕСКАЛАТОРА

Yuri Horbatenko; Serhii Bondarev

STUDY ON DYNAMIC INTERACTION BETWEEN ELEMENTS OF THE ELECTROMECHANICAL THE ESCALATOR SYSTEM

This article is the author's description of the approach, used for durability calculation during the multi-cycle stress at a designing stage of new generation escalator's (with intermediate drive units embedded into interstep space) elements and units. The dynamic features and the interaction of electro-mechanical machine system's elements are investigated, the backgrounds and the kind of construction's elements stress changes are defined, stress blocks for elements and units are formed, the estimation of its ruggedness in the conditions of multi-cycle stress is also performed.

Динамічні дослідження електромеханічної системи (ЕМС) і оцінки міцності (витривалості) деталей і вузлів уперше в практиці вітчизняного ескалаторобудування були виконані для ескалатора нового покоління з проміжним приводом, вбудованим в міжсхідцевий простір ЕТХ-45 на етапі проектування і постановки на виробництво його. Ланцюговий тяговий орган ескалатора між точками збігання (защемлення) і набігання (координата x_1) на приводні зірочки (велика нижня гілка) представляється системою із зосередженими параметрами. Тяговий орган розбивається на 8 відрізків, кожен з яких характеризується масою m_i , кг, жорсткістю, k , Н/м, коефіцієнтом демпфірування μ , Н·с/м, мал. 1. Координати мас x_i , м.

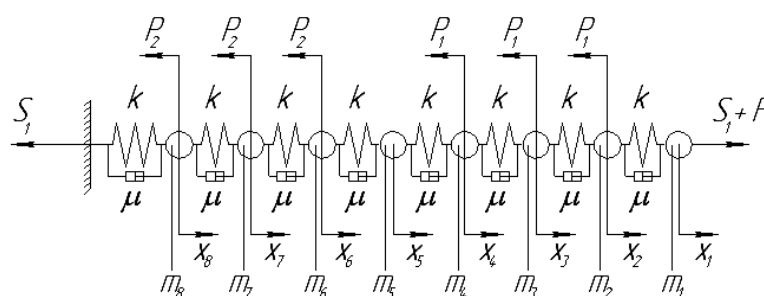


Рисунок 1. Розрахункова динамічна система ланцюгового тягового органу ескалатора

Рівняння руху тіл динамічної системи ланцюгового тягового органу

$$\begin{aligned}\ddot{x}_1 &= (k(x_2 - x_1) + \mu(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + S_1 + F) / m_1; \quad \ddot{x}_2 = (k(x_1 - 2x_2 + x_3) + \mu(\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2 + \dot{x}_3) - P_1) / m_2; \\ \ddot{x}_3 &= (k(x_2 - 2x_3 + x_4) + \mu(\dot{x}_2 - 2\dot{x}_3 + \dot{x}_4) - P_1) / m_3; \quad \ddot{x}_4 = (k(x_3 - 2x_4 + x_5) + \mu(\dot{x}_3 - 2\dot{x}_4 + \dot{x}_5) - P_1) / m_4; \\ \ddot{x}_5 &= (k(x_4 - 2x_5 + x_6) + \mu(\dot{x}_4 - 2\dot{x}_5 + \dot{x}_6)) / m_5; \quad \ddot{x}_6 = (k(x_5 - 2x_6 + x_7) + \mu(\dot{x}_5 - 2\dot{x}_6 + \dot{x}_7) - P_2) / m_6; \\ \ddot{x}_7 &= (k(x_6 - 2x_7 + x_8) + \mu(\dot{x}_6 - 2\dot{x}_7 + \dot{x}_8) - P_2) / m_7; \quad \ddot{x}_8 = (k(x_7 - 2x_8) + \mu(\dot{x}_7 - 2\dot{x}_8) - P_2) / m_8;\end{aligned}$$

В якості основної динамічної характеристики досліджувалась амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) ланцюгового тягового органу.

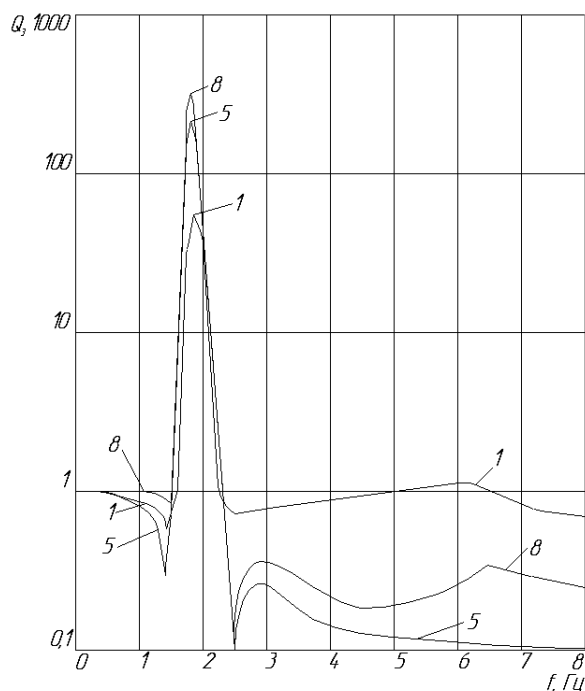


Рисунок 2. Оцінки АЧХ ланцюгового тягового органу для $H = 45$ м;
1, 5, 8 – номери ділянок ланцюга

Її аналіз дозволяє встановити що для ланцюгового тягового органу ескалатора з $H = 45$ м є неприйнятними періодичні впливи з частотою 1,9 Гц; частотна смуга від 1,4 до 2,5 Гц не рекомендована для зовнішніх впливів; посилення АЧХ для найбільш статично навантажених ділянок ланцюгового органу складає: для ділянки 1 - 1,106, для ділянки 8 - 0,45 в смузі частот 5,5-7 Гц.

Із аналізу параметричних коливань ЕМС ескалатора визначені зусилля в ланцюговому тяговому органі на ділянках траси, виконані оцінки ресурсів їх елементів та інших деталей механізму приводу.

Література

1. Олейник А.М., Поливанов И.Н. Эскалаторы. - М.: Машиностроение, 1973. - 380 с.
2. Григорьев Н.И. Нагрузки кранов. - М.- Л.: Машиностроение, 1964. - 168 с.
3. Хэррис Ф. Дж. Использование окон при гармоническом анализе методом дискретного преобразования Фурье. - ТИИЭР, 1978. - Т.66. №1, с. 60 - 96.
4. Штокман И.Г. Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов. - М.: Недра, 1975. - 464 с.
5. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач. - М.: Машиностроение, 1982. - 336 с.
6. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций. ГОСТ 25.101-83. - М.: Издательство стандартов, 1982. - 80 с.
7. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. ГОСТ 25.504-82. - М.: Издательство стандартов, 1982. - 30 с.
8. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. ГОСТ 21354-87. - М.: Издательство стандартов, 1988. - 125 с.
9. Передачи цевочные. Расчет, допуски и выполнение чертежей. РТМ 31.4005-76. - М.: ЦБНТИ, 1977. - 88 с.

10. Савин Г.А., Тульчий В.И. Справочник по концентрации напряжений. – Киев: Вища школа, 1976. – 412 с.
11. Надежность в технике. Вероятностные методы расчета сварных металлоконструкций. РД-50-694-90. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 90 с.



УДК 62-112.5

Олексій Самойленко

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"
просп. Перемоги, 37, м. Київ, 03056

ТРЬОХКООРДИНАТНИЙ МАНІПУЛЯТОР З ВИКОРИСТАННЯМ ЛАНЦЮГОВИХ ЛАНОК

Oleksiy Samoylenko

3 DOF HAND-HELD MANIPULATOR WITH CHAIN LINKS

We consider compact handheld low-cost manipulator with 3 degrees of freedom: two rotational movements and a linear movement. The manipulator is based on lever mechanisms for many parts of which used chain link hub. The manipulator can be used when welding or manipulation of biological objects.

Метою розробки було створення простого і дешевого у виготовленні багатокоординатного маніпулятора з ручним або механізованим приводом.

Подібні маніпулятори широко використовуються при мікрозварюванні, маніпуляціях з виробами точної механіки та біологічними об'єктами тощо. Однак, відомі конструкції маніпуляторів мають значний "запас по точності", який в ряді випадків значно перевищує практичні потреби і через що ціна маніпуляторів залишається високою.

Запропонована конструкція захищена патентом України на корисну модель №59708.

В основу розробки поставлена задача вдосконалення маніпулятора шляхом використання в його кінематичній схемі напрямних механізмів з лише обертальними кінематичними парами. Це дозволяє підвищити точність маніпулювання робочим органом та здешевити виробництво.

Використання в механізмі лінійного переміщення тільки обертальних кінематичних пар здатне підвищити точність маніпулювання робочим органом завдяки тому, що точність кінематичного ланцюга, в цілому, практично не залежить від точності виготовлення окремих елементів кінематичної пари, як це має місце в поступальній кінематичній парі, а залежить від дотримання потрібних міжосьових відстаней. Використання в механізмі нахилу робочого органа двокоромислового чотириланкового шарнірного механізму, коромисла якого мають рівну довжину і в нейтральному положенні спрямовані до геометричного центру маніпулятора, дозволяє звільнити геометричний центр маніпулятора від опор і наближати до нього робочий орган настільки, наскільки це обумовлено призначенням маніпулятора, що також призводить до підвищення точності маніпулювання. Вказаний двокоромисловий чотириланковий шарнірний механізм в даному випадку є наближеним радіально-напрямним механізмом. Але, при незначних кутах нахилу робочого органу та при певному співвідношенні довжин ланок механізму [2], можливе досягнення наперед заданої точності позиціонування робочого органа.

Зменшення витрат на виробництво маніпулятора досягається за рахунок спрощення кінематичної схеми маніпулятора та уніфікації його деталей.

Використання в механізмі лінійного переміщення робочого органа декількох послідовно з'єднаних шарнірних паралелограмів забезпечує плоскопаралельне переміщення робочого органа. Введення додаткового пружного елемента вносить в структуру механізму додаткове силове обмеження, що перетворює двоухрукий (у випадку двох паралелограмів)